

SIMULASI CFD ALIRAN TURBULEN PADA RUANG BAKAR TURBIN GAS MIKRO BIOENERGI PROTO X-3 MENGGUNAKAN MODEL TURBULEN $k-\epsilon$

Asyari Daryus¹, Nopryandi¹, Ahmad Indra Siswantara², dan Gun Gun R. Gunadi³

¹Dosen Teknik Mesin, Universitas Darma Persada

²Dosen Teknik Mesin, Universitas Indonesia

³Dosen Teknik Mesin, Politeknik Negeri Jakarta

ABSTRAK

Mengetahui fenomena aliran gas di dalam ruang bakar sistem turbin gas akan sangat membantu para ahli teknik seperti mendesain ruang bakar, pemilihan bahan bakar, dan mencari unjuk kerja yang optimum. Oleh sebab itu telah dilakukan simulasi aliran dengan metode Computational Fluid Dynamics (CFD) menggunakan pemodelan turbulen Standar $k-\epsilon$ (STD $k-\epsilon$) pada sebuah ruang bakar sistem turbin gas mikro Proto X-3, yaitu sebuah sistem prototipe turbin gas mikro yang dikembangkan untuk aplikasi "green building" dengan keleluasaan menggunakan berbagai jenis bahan bakar. Simulasi aliran gas dilakukan untuk bahan bakar biogas yang diperoleh dari hasil proses fermentasi kotoran hewan oleh bakteri anaerobik di dalam sebuah digester. Pemakaian bahan bakar diasumsikan konstan sebesar 100 kJ/s dan laju aliran massa udara divariasikan, yaitu sebesar 1,1 kg/s; 0,87 kg/s; dan 0,7 kg/s. Dari hasil simulasi diperoleh hasil bahwa pembakaran yang optimum diperoleh pada laju massa udara 1,1 kg/s.

Kata kunci : Simulasi CFD, Pemodelan Turbulen, STD $k-\epsilon$, Proto X-3, Turbin Gas Mikro

1. PENDAHULUAN

Turbin gas mikro adalah turbin gas dengan daya kecil, dimana biasanya daya turbin berkisar antara 25-500 kW (Paepe, Contino, Delattin, & Bram, 2014; Renzi, Caresana, Pelagalli, & Comodi, 2014). Banyak kelebihan dari sebuah turbin gas mikro, diantaranya adalah *high power density* (kerapatan daya tinggi), biaya operasi dan perawatan yang rendah, aman terhadap lingkungan, dan dapat diaplikasikan dengan bahan-bakar yang berbeda-beda, seperti solar, ethanol, LPG, biomass, CNG, biogas, dan sebagainya (Basrawi, Yamada, & Obara, 2013; Chiaramonti et al., 2013; Paepe et al., 2014; Renzi et al., 2014; Siswantara, Darmawan, & Purba, 2013). Turbin gas dapat dimanfaatkan sebagai penghasil energi listrik atau sebagai sumber panas atau sekaligus kedua-duanya yang dikenal juga dengan *Combined Heat and Power* (CHP) atau dipakai untuk mengaktifkan sistem refrigerasi (Huicochea, Rivera, Gutierrez-Urueta, & Bruno, 2011; Paepe, Delattin, Bram, & Ruyck, 2013).

Pada sistem turbin gas mikro terdapat ruang bakar mikro yang merupakan salah satu komponen utama dari sebuah sistem turbin gas mikro, dimana pada ruang bakar mikro terjadi reaksi kimia antara bahan bakar dengan udara yang akan menghasilkan panas dan tekanan tinggi yang selanjutnya akan menggerakkan turbin gas mikro (Cao & Xu, 2007). Ruang bakar mikro pada sistem turbin gas mikro bioenergi Proto X-3 ini di desain untuk dapat menggunakan berbagai jenis bahan bakar, termasuk bahan bakar jenis energi terbarukan seperti ethanol, dan biogas. Dengan penggunaan sumber energi terbarukan maka ketergantungan akan energi fosil dapat dikurangi.

Selanjutnya, proses pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar sangat dipengaruhi oleh jenis bahan bakar dan desain geometris ruang bakar. Proses pembakaran yang tepat yang sesuai dengan konstruksi ruang bakar dapat meningkatkan efisiensi ruang bakar, sehingga efisiensi sistem turbin gas juga akan meningkat. Untuk itu perlu diketahui proses dan bentuk aliran gas di dalam ruang bakar supaya dapat ditentukan kondisi pembakaran yang optimum yang akan meningkatkan kinerja ruang bakar. Disamping itu dengan diketahui proses serta aliran gas di dalam ruang bakar akan bermanfaat pula dalam mendesain ruang bakar yang sesuai.

Seperti telah diketahui bahwa pemanfaatan sumber energi terbarukan akan dapat membantu dalam mengatasi krisis bahan bakar fosil yang dialami saat ini. Apalagi Indonesia saat ini merupakan salah satu pengimpor bahan bakar minyak yang sebaiknya mulai mencari energi alternatif pengganti minyak. Salah satu jenis sumber energi terbarukan adalah biogas, yaitu sumber energi berbentuk fasa gas yang dihasilkan dari proses fermentasi material organik, seperti limbah tumbuhan atau hewan, oleh mikroorganisme bakteri *methanogenic* pada kondisi tanpa udara (*anaerobic*) (Alexopoulos, 2012; Coughtrie, Borman, & Sleight, 2013). Biogas adalah bahan bakar bersih dimana tidak menimbulkan polusi terhadap lingkungan (Alexopoulos, 2012).

Untuk mengetahui proses pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar turbin gas mikro secara eksperimen akan membutuhkan biaya tinggi dan waktu yang lama, apalagi proses pembakaran terjadi pada suhu tinggi dimana sulit memperoleh alat-alat ukur yang didesain untuk dapat beroperasi pada suhu tinggi. Dengan melakukan simulasi seara matematis untuk melihat proses pembakaran di dalam ruang bakar akan dapat menekan biaya dan waktu secara signifikan, namun hasil yang didapat cukup memadai dipergunakan untuk berbagai keperluan (Bicsak, Hornyak, & Veress, 2012; Bulat, Jones, Marquis, Sanderson, & Stopper, 2011; Daryus, Siswantara, Darmawan, Gunadi, & Camalia, 2016; Gun Gun Ramdhan, Siswantara, Budiarto, Daryus, & Pujowidodo, 2016; Mare, Jones, & Menzies, 2004).

Salah satu pemodelan yang dikembangkan adalah pemodelan aliran turbulen. Tersedia berbagai pemodelan turbulen, mulai dengan ketelitian yang sangat tinggi namun membutuhkan perangkat komputasi canggih sampai dengan ketelitian sedang namun tidak membutuhkan perangkat komputasi yang terlalu canggih. Diantara berbagai pemodelan turbulen tersebut adalah *mixing length*, *k model*, μ_t *model*, *k- ϵ* , *k-kl*, *k- ω* , *Algebraic Stress Model (ASM)*, dan *Reynold Stress Model (RSM)* (Versteeg & Malalasekara, 2007). Masing-masing model mempunyai kelebihan dan kekurangan, dan pilihan disesuaikan dengan kasus yang akan dicari solusinya disamping pertimbangan waktu dan biaya. Metode dalam menerapkan model-model ini ke dalam bentuk komputasi dikenal dengan nama *Computational Fluid Dynamics (CFD)*, dan saat ini banyak tersedia aplikasi-aplikasi CFD, baik yang komersial ataupun yang gratis.

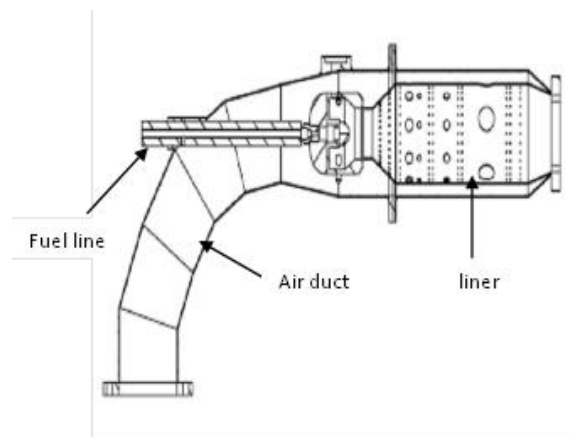
Makalah ini akan melihat dan menganalisis kondisi gas di dalam ruang bakar mikro dengan simulasi CFD dengan objek ruang bakar mikro sistem turbin gas mikro bioenergi Proto X-3. Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-3 adalah turbin gas mikro yang didesain untuk aplikasi *green building* (bangunan hijau) dengan keunggulan berupa keleluasaan menggunakan berbagai jenis bahan bakar. Prototipe turbin gas mikro ini telah dikembangkan selama beberapa tahun terakhir, mulai dari versi X-1 sampai saat ini versi X-3. Dalam perkembangannya, turbin gas mikro ini telah mengalami berbagai uji coba, termasuk dalam penggunaan jenis bahan bakar, seperti solar, ethanol, dan LPG (Azis, 2013; Darmawan, 2011; Fadillah, 2012; Marhendra, 2013; Prasetya, 2013; Siswantara, 2012; Siswantara, Darmawan, & Budiarto, 2012; Siswantara, Darmawan, & Widyawati, 2012; Widyawati, 2012).

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mencari laju massa udara yang optimal ke ruang bakar turbin gas mikro bioenergi Proto X-3 untuk bahan bakar biogas berdasarkan variasi laju aliran massa udara yang masuk ke ruang bakar.

2. METODOLOGI

2.1. Geometri

Geometri dari ruang bakar mikro ditunjukkan oleh gambar 1. Ruang bakar adalah jenis *annular* dengan ukuran panjang 180 mm dan diameter 100 mm. Ruang bakar terbagi atas tiga zone yaitu zona primer yang berada di daerah bahan bakar diinjeksikan, zona tersier yang berada di ujung akhir ruang bakar, dan zona sekunder yang terletak diantara zona primer dan tersier. Di dalam ruang bakar terdapat selongsong yang dikelilingi beberapa lubang tempat masuknya udara yang berfungsi sebagai penstabil nyala pembakaran.



Gambar 1: Model CAD ruang bakar.

2.2. Persamaan Pengatur

Simulasi CFD adalah suatu simulasi menggunakan metode numerik dan algoritma untuk mencari solusi dan menganalisa masalah-masalah yang berhubungan dengan aliran fluida. Solver CFD akan mencari solusi terhadap hukum-hukum konservasi dasar pada mekanika fluida, yaitu kekekalan massa, kekekalan momentum, dan kekekalan energi, dan persamaan-persamaan aliran fluida yang terkait dengan kasus yang diteliti.

Persamaan kekekalan massa adalah (Versteeg & Malalasekara, 2007):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

Dimana ρ adalah kerapatan fluida, $\mathbf{u}$ adalah vektor kecepatan, dan t adalah waktu, sedangkan $\text{div}(\rho \mathbf{u}) = \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z}$ dengan u , v , w adalah besarnya kecepatan pada sumbu x , y , dan z .

Persamaan momentum pada arah sumbu x adalah:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx} \quad (2)$$

Persamaan momentum pada arah sumbu y adalah:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{ grad } v) + S_{My} \quad (3)$$

Persamaan momentum pada arah sumbu z adalah:

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{ grad } w) + S_{Mz} \quad (4)$$

Persamaan energi dalam:

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \text{div}(\rho i \mathbf{u}) = -p \text{ div } \mathbf{u} + \text{div}(k \text{ grad } T) + \Phi + S_i \quad (5)$$

Dimana persamaan keadaan adalah:

$$p = p(\rho, T) \text{ dan } i = i(\rho, T) \quad (6)$$

Dan p adalah tekanan statik, μ adalah viskositas, T adalah temperatur, k adalah konduktivitas termal, Φ adalah fungsi disipasi, dan S_M adalah sumber momentum.

Sementara $\text{grad } u = \frac{\partial u}{\partial x} \hat{\mathbf{i}} + \frac{\partial u}{\partial y} \hat{\mathbf{j}} + \frac{\partial u}{\partial z} \hat{\mathbf{k}}$.

2.3. Pemodelan

Di dalam ruang bakar turbin gas tidak diragukan lagi alirannya adalah aliran turbulen, maka persamaan aliran fluida yang digunakan adalah persamaan pemodelan turbulen; dan model turbulen yang digunakan adalah Standar $k-\varepsilon$ (STD $k-\varepsilon$) karena model ini paling umum atau banyak digunakan dan memberikan kompromi yang baik antara kinerja dengan akurasi (Coughtrie et al., 2013; Darmawan et al., 2015).

Pada persamaan turbulen STD $k-\varepsilon$ terdapat dua persamaan diferensial parsial, satu adalah persamaan energi kinetik turbulen (k) dan yang lainnya laju disipasi turbulen (ε). Persamaan transpor untuk energi kinetik turbulen diberikan oleh persamaan (Versteeg & Malalasekara, 2007):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \mathbf{U}) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{ grad } k \right] + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (7)$$

Dan persamaan transpor untuk laju disipasi turbulen adalah (Versteeg & Malalasekara, 2007):

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon \mathbf{U}) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{ grad } \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (8)$$

Dimana $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$. Terdapat lima konstanta yang dapat diatur yaitu C_μ , σ_k , σ_ε , $C_{1\varepsilon}$, and $C_{2\varepsilon}$, yang harganya masing-masing adalah $C_\mu = 0,09$; $\sigma_k = 1,00$; $\sigma_\varepsilon = 1,30$; $C_{1\varepsilon} = 1,44$ dan $C_{2\varepsilon} = 1,92$.

Sedangkan pemodelan untuk reaksi pembakaran menggunakan model laju berhingga/disipasi Eddy. Model ini mengasumsikan bahwa reaksi kimia berlangsung dengan cepat pada tingkat molekul relatif terhadap proses transpor di dalam aliran ketika reaktan bercampur (Pathan, Patel, & Tadvii, 2012). Laju reaksi berbanding lurus dengan waktu bercampurnya reaktan. Pada aliran turbulen, waktu bercampur dipengaruhi oleh sifat-sifat "eddy", sehingga laju reaksi berbanding dengan waktu pencampuran energi kinetik turbulen dan disipasi.

2.4. Meshing

Untuk analisis ruang bakar, perangkat lunak komersial CFD^{SOFT}® digunakan untuk memperkirakan distribusi temperatur di sumbu aksial sampai ke dinding ruang bakar dan juga fenomena-fenomena lainnya. Perangkat lunak ini dapat digunakan untuk ketiga tahapan proses simulasi, yaitu mulai dari *preprocessing* (pembuatan geometri, pembuatan *mesh*, dan pengaturan kondisi batas), *processing* (*setup* CFD dan mencari solusi), dan *post-processing* (menampilkan hasil simulasi). Pembuatan *mesh* pada tahap pertama sangat diperlukan sebelum memulai perhitungan CFD. Model *mesh* komputasi ditunjukkan oleh gambar 2, dimana *mesh* berupa *mesh* 2 dimensi jenis Cartesian dengan jumlah sel 12.740. *Mesh* atau grid Cartesian adalah *mesh* dimana sisi-sisi dari sel diorientasikan paralel dengan koordinat Cartesian.

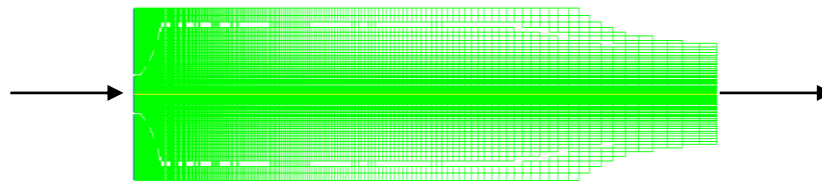


Figure 2: Mesh komputasi.

2.5. Kondisi Batas

Biogas umumnya terdiri dari 60% volume CH_4 , 30% volume CO_2 dan 10% volume H_2 dan gas-gas lainnya dalam jumlah kecil, dengan nilai kalor LHV 20,2 MJ/kg. Kerapatan biogas adalah 1,1 kg/m³ (pada 1,013 bar dan 15^o C) (Pourmohaved, Opperman, & Lemke, 2011). Panas jenis masing-masing molekul biogas berubah mengikuti perubahan temperatur. Pemakaian bahan bakar di dalam perhitungan simulasi adalah 100 kJ/s atau setara dengan laju aliran massa bahanbakar 0,005 kg/s, sehingga dapat memutar turbin sampai sekitar 80.000 rpm.

Data eksperimen digunakan sebagai masukan bagi proses simulasi seperti laju aliran bahan bakar dan udara, tekanan dan temperatur. Data eksperimen diambilkan dari percobaan dengan LPG dengan asumsi bahwa data-data tersebut tidak akan banyak berbeda untuk bahan bakar biogas.

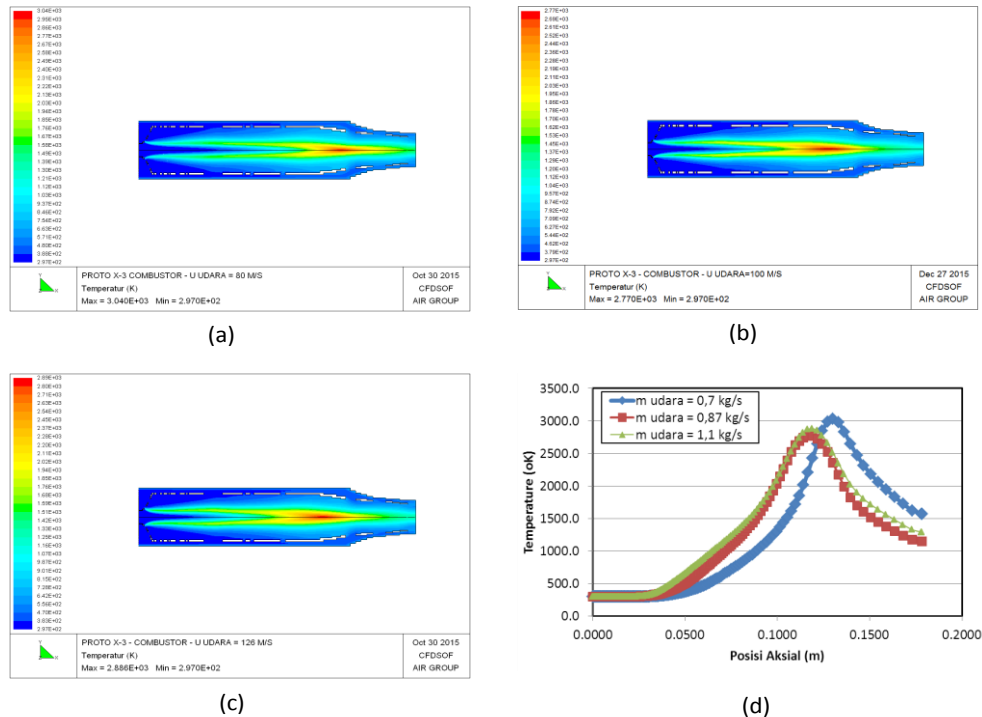
Temperatur udara masuk ruang bakar adalah 311 K pada 1 atmosfer, sedangkan temperatur bahan bakar adalah 297 K, 1 atmosfer. Laju massa udara masuk ruang bakar divariasikan pada tiga kondisi yaitu 0,7 kg/s; 0,87 kg/s; dan 1,1 kg/s. Intensitas turbulensi diasumsikan 10% untuk kedua masukan. Keluaran didefinisikan sebagai *outlet*.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

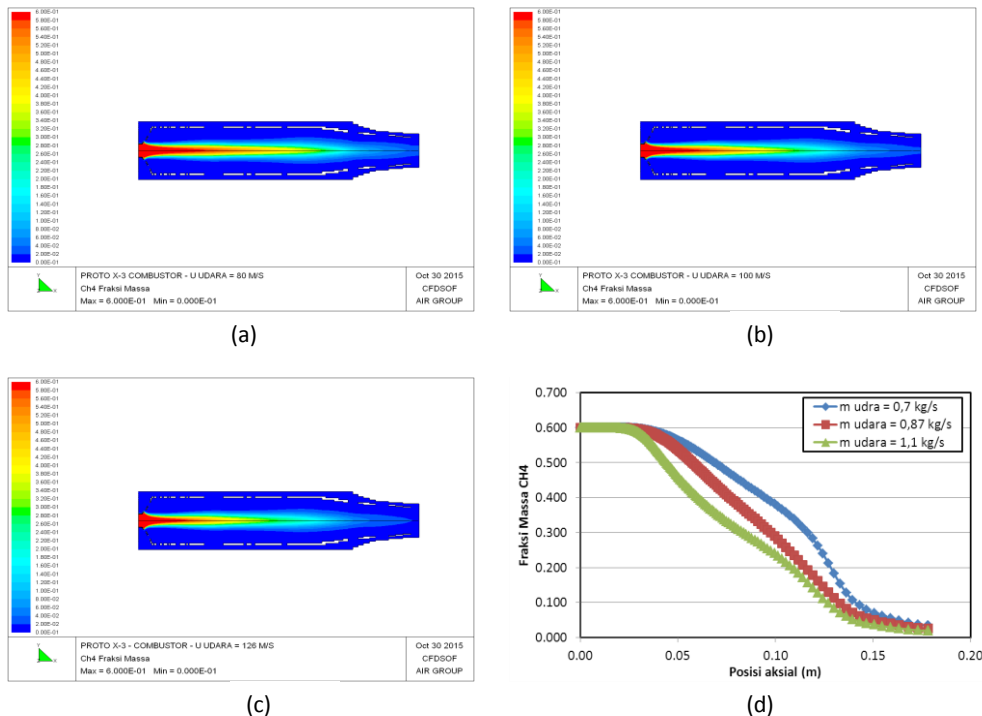
Gambar 3 menunjukkan distribusi temperatur untuk setiap simulasi. Laju massa udara 7 kg/s dan 1,1 kg/s mempunyai temperatur lebih tinggi dari laju massa udara 8,7 kg/s (gambar 3(d)). Jika dilihat pada penampang ruang bakar maka temperatur maksimum berada pada sumbu dan turun ketika menuju dinding. Temperatur mencapai titik tertinggi pada jarak sekitar 0,12 – 0,14 m pada sumbu aksial yaitu 3040 K untuk laju massa udara 0,7 kg/s, 2770 K untuk laju massa udara 0,87 kg/s dan 2886 K untuk laju massa udara 1,1 kg/s. Daerah paling panas berada di dekat *dilute zone*, dan dijumpai pada semua percobaan. Tomczak dkk. (Tomczak, Benelli, Carrai, & Cecchini, 2002) dalam risetnya memperoleh hasil bahwa zona paling panas dan paling besar dari pembakaran metana murni berada di awal *dilute zone* dan pencampuran dengan hidrogen akan membuat daerah paling panas bergerak ke arah *upstream*, ke arah

masuk bahan bakar. Karena biogas merupakan campuran metana dan hidrogen, dapat diamati bahwa daerah paling panas bergerak sedikit ke arah sebelum *dilute zone* akibat adanya gas hidrogen. Pada daerah mendekati keluaran, temperatur turun dan paling rendah dicapai oleh laju massa udara 0,87 kg/s yaitu sekitar 1160 K, diikuti oleh laju massa udara 1,1 kg/s sebesar sekitar 1290 K dan paling tinggi ditemui pada laju massa udara 0,7 kg/s sebesar sekitar 1570 K. Pada laju aliran udara rendah suhu gas ternyata paling tinggi penyebabnya besar kemungkinan adalah kurangnya pasokan udara sehingga pembakaran berlangsung tidak sempurna. Sementara itu pada laju aliran massa 1,1 kg/s temperatur keluaran sedikit naik dibandingkan dengan laju aliran massa 0,87 kg/s, dimana terdapat perbedaan sekitar 130 K, mengikuti perbedaan pada temperatur maksimalnya. Besar kemungkinan hal ini disebabkan oleh adanya gas hidrogen di dalam biogas. Hidrogen lebih mudah terbakar dibandingkan metana, maka ketika laju aliran massa 0,87 kg/s kemungkinan masih ada sejumlah kecil metana yang tidak terbakar sempurna, namun ketika laju aliran massa udara naik, maka besar kemungkinan metana yang tadinya tidak terbakar sempurna menjadi terbakar sempurna sehingga temperatur pembakaran menjadi naik. Untuk membuktikan hal ini perlu dilakukan penelitian lanjutan sehingga dapat diketahui penyebab pasti bagaimana fenomena ini dapat terjadi.

Karena gas dari ruang bakar akan memasuki turbin gas untuk menghasilkan daya, maka temperatur keluar ruang bakar harus disesuaikan dengan temperatur maksimum yang diperbolehkan pada turbin gas. Turbin gas mikro yang digunakan mensyaratkan bahwa temperatur gas masuk maksimal di sekitar harga 1300 K. Oleh sebab itu kondisi yang dapat digunakan untuk operasional adalah pada laju massa udara 0,87 kg/s dan 1,1 kg/s dimana temperaturnya masih di bawah 1.300 K. Hasil paling baik adalah pada 1,1 kg/s karena mempunyai temperatur yang lebih tinggi.

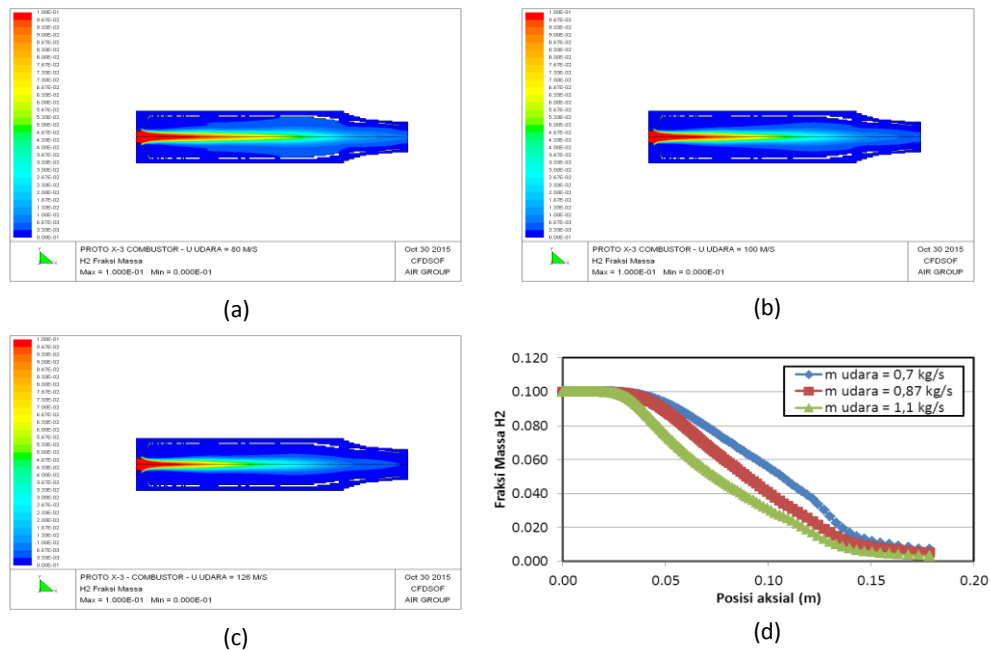


Gambar 3: Distribusi temperatur. (a) laju aliran massa udara 0,7 kg/s, (b) laju aliran massa udara 0,87 kg/s, (c) laju aliran massa udara 1,1 kg/s, (d) plot temperatur pada sumbu aksial.



Gambar 4: Distribusi fraksi massa CH₄. (a) laju aliran massa udara 0,7 kg/s, (b) laju aliran massa udara 0,87 kg/s, (c) laju aliran udara 1,1 kg/s, (d) plot pada sumbu aksial.

Gambar 4 menunjukkan kontur dan plot fraksi massa CH_4 . Tidak terlihat perbedaan berarti diantara ketiga simulasi. Semua gas metana sudah terbakar habis pada zona primer dan sekunder, tidak terlihat konsentrasi metana di sisi luaran atau zona tersier. Fraksi massa CH_4 berkumpul di bagian tengah di sekitar sumbu simetri, makin jauh dari sumbu maka fraksi massa CH_4 makin berkurang. Perbedaan yang dijumpai dari ketiga simulasi adalah bahwa makin besar laju aliran udara maka fraksi massa metana akan berkurang lebih cepat (gambar 4(d)).



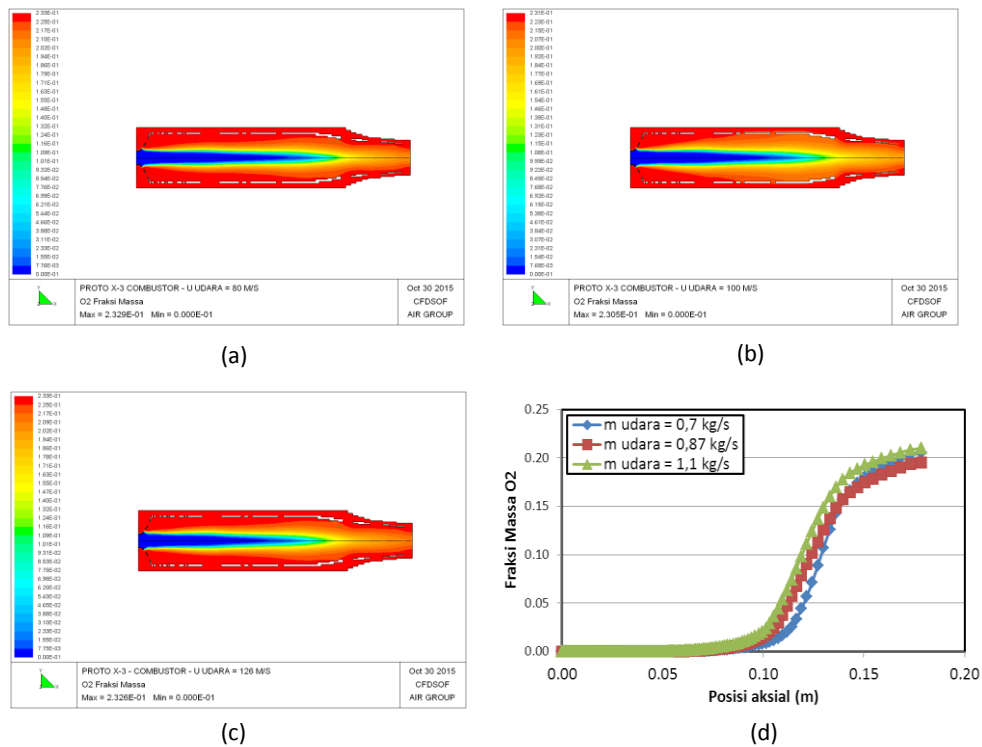
Gambar 5: Distribusi fraksi massa H_2 . (a) laju massa udara 0,7 kg/s, (b) laju massa udara 0,87 kg/s, (c) laju udara 1,1 kg/s, (d) plot pada sumbu aksial.

Gas hidrogen yang terdapat di dalam biogas terbakar habis pada zona primer dan sekunder, sama dengan yang terjadi pada gas metana (gambar 5), dengan bentuk kurva plot fraksi massa yang tidak begitu berbeda dengan yang dijumpai pada gas metana (gambar 5(d)). Dari hasil simulasi kedua gas ini dapat diduga bahwa emisi gas yang keluar ke lingkungan lebih bersih.

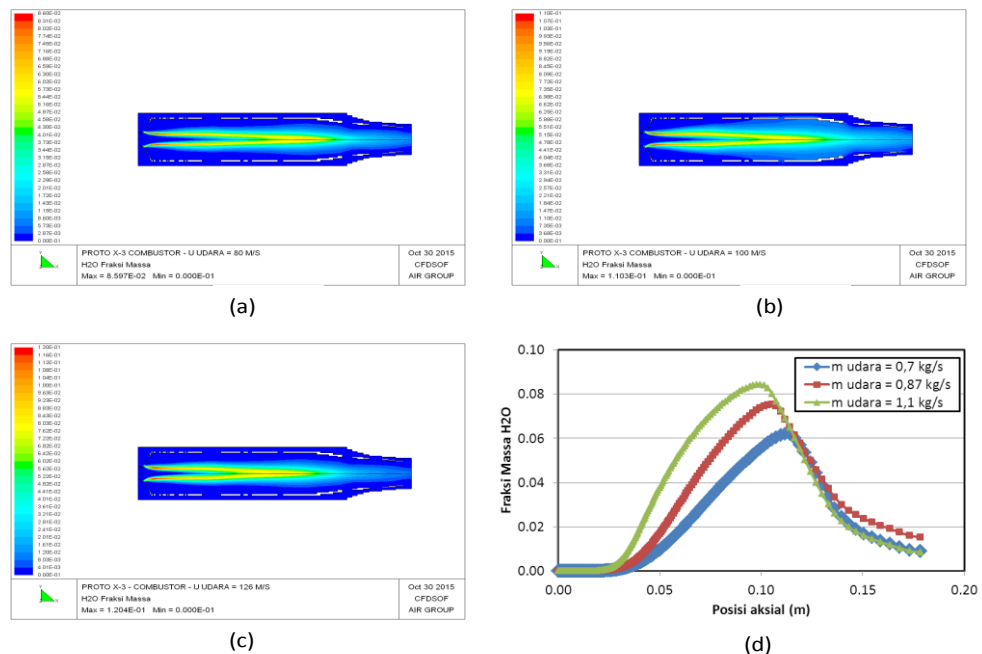
Gambar 6 adalah hasil simulasi untuk fraksi massa oksigen. Tidak dijumpai perbedaan yang cukup berarti pada ketiga percobaan simulasi, dapat dilihat pada plot kurva di sepanjang sumbu simetri dimana ketiga kurva hampir berhimpit. Fraksi massa oksigen pada sekitar sumbu aksial lebih rendah dibandingkan dengan daerah lainnya, hal ini dapat dipahami karena oksigen di daerah ini telah dipakai untuk reaksi pembakaran bagi metana dan hidrogen.

Hasil reaksi pembakaran diantaranya adalah air (H_2O) selain karbon dioksida. Perlu di amati kandungan air yang keluar dari ruang bakar, karena air akan dapat menyebabkan korosi pada material di peralatan di tingkat selanjutnya. Gambar 7 memperlihatkan distribusi fraksi massa H_2O . Pada sisi luaran kandungan air sudah menurun drastis, namun fraksi massa air masih tersisa di sekitar angka 0,008 – 0,015, dimana paling tinggi pada laju aliran udara 0,87 kg/s dan paling rendah pada 1,1 kg/s.

Berdasarkan kandungan air di sisi keluar ruang bakar, maka kondisi yang paling baik terdapat pada laju massa udara 1,1 kg/s.



Gambar 6: Distribusi fraksi massa O₂. (a) laju aliran massa udara 0,7 kg/s, (b) laju aliran massa udara 0,87 kg/s, (c) laju aliran massa udara 1,1 kg/s, (d) plot pada sumbu aksial.



Gambar 7: Distribusi fraksi massa H₂O. (a) laju aliran massa udara 0,7 kg/s, (b) laju aliran massa udara 0,87 kg/s, (c) laju aliran massa udara 1,1 kg/s, (d) plot pada sumbu aksial.

4. KESIMPULAN

Telah dilakukan simulasi terhadap ruang bakar dari sebuah Sistem Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-3 dengan menggunakan pemodelan turbulen $k-\varepsilon$ untuk aliran fluida dan pemodelan *laju terbatas* untuk pembakaran. Dari studi ini dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Proses pembakaran terjadi di zona primer dan sekunder untuk semua laju aliran udara yang disimulasikan. Temperatur tertinggi untuk masing-masing laju aliran udara adalah 3040 K untuk laju massa udara 0,7 kg/s, 1916 K untuk laju massa udara 0,87 kg/s dan 2886 K untuk laju massa udara 1,1 kg/s. Di sisi luaran, temperatur gas adalah sekitar 1160 K laju massa udara 0,87 kg/s, 1290 K untuk laju massa udara 1,1 kg/s, dan 1570 K untuk laju massa udara 0,7 kg/s. Karena temperatur maksimal masuk turbin gas adalah 1300 K, maka laju aliran udara yang paling baik adalah 1,1 kg/s.
2. Metana dan hidrogen dominan terbakar di zona primer dan fraksi massanya akan lebih cepat berkurang di arah aksial bila laju aliran massa udara lebih besar;
3. Fraksi massa H₂O yang keluar dari ruang bakar cukup rendah, dikisaran 0,008 – 0,015; angka tertinggi dijumpai pada laju aliran udara 0,87 kg/s dan terendah pada laju aliran udara 1,1 kg/s. Karena air adalah bersifat merugikan maka hasil yang paling baik adalah yang terendah yaitu pada laju massa udara 1,1 kg/s;
4. Dari hasil simulasi dapat disimpulkan bahwa laju aliran udara yang paling optimum bagi kinerja ruang bakar adalah pada angka 1,1 kg/s untuk laju biogas 0,005 kg/s, karena temperatur pembakarannya paling sesuai bagi turbin gas mikro.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terimakasih kepada PT. CCIT Group Indonesia atas lisensi perangkat lunak CFDSoft®.

DAFTAR PUSTAKA

1. Alexopoulos, S, 2012, ***Biogas Systems: Basics, Biogas Multifunction, Principles of Fermentation and Hybrid Application with a Solar Tower for Treatment of Waste Animal Manure***. *Journal of Engineering Science and Technology Review*, 5(4), 48-55.
2. Azis, Abdul, 2013, ***Analisis Unjuk Kerja Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2 dengan Bahan Bakar Solar-Bioetanol***. (Thesis), Universitas Indonesia, Depok.
3. Basrawi, Firdaus, Yamada, Takanobu, & Obara, Shinya, 2013, ***Theoretical analysis of performance of a micro gas turbine cogeneration system for residential buildings in a tropical region***. *Journal of Energy and Buildings*, 67, 108-117.
4. Bicsak, Gyorgy, Hornyak, Anita, & Veress, Arpad, 2012, ***Numerical Simulation of Combustion Processes in a Gas Turbine***. Paper presented at the 9th International Conference on Mathematical Problem in Engineering, Aerospace Sciences, Vienna, Austria.
5. Bulat, G, Jones, W P, Marquis, A, Sanderson, V, & Stopper, U, 2011, ***Large Eddy Simulation of a Gas Turbine Combustion Chamber***. Paper presented at the Seventh Mediterranean Combustion Symposium, Chia Laguna, Cagliari, Sardinia, Italy.
6. Cao, H L, & Xu, J L, 2007, ***Thermal Performance of a Micro-combustor for Micro-gas Turbine System***. *Journal of Energy Conversion and Management*, 48, 1569-1578.
7. Chiaramonti, David, Rizzo, Andrea Maria, Spadi, Adriano, Prussi, Matteo, Riccio, Giovanni, & Martelli, Francesco, 2013, ***Exhaust Emissions from Liquid Fuel Micro***

- Gas Turbine Fed with Diesel Oil, Biodiesel and Vegetable Oil.** *Journal of Applied Energy*, 101, 349-356.
8. Coughtrie, A R, Borman, D J, & Sleigh, P A, 2013, **Effects of Turbulence Modelling on Prediction of Flow Characteristics in a Bench-scale Anaerobic Gas-lift Digester.** *Journal of Bioresource Technology*, 138, 297-306.
 9. Darmawan, Steven, 2011, **Analisis Aliran Pada Sudu Kompresor Sentrifugal Turbin Gas Mikro Proto X-1.** (Thesis), Universitas Indonesia, Depok.
 10. Darmawan, Steven, Siswantara, Ahmad Indra, Budiarmo, Daryus, Asyari, Gunawan, Agus Tri, Wijayanto, Achmad Bayu, & Tanujaya, Harto, 2015, **Turbulent Flow Analysis in Auxiliary Cross-flow Runner of a Proto X-3 Bioenergy Micro Gas Turbine Using RNG $k-\epsilon$ Turbulence Model.** *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences*, 10(16), 7086-7091.
 11. Daryus, A., Siswantara, A. I., Darmawan, S., Gunadi, G. G. R., & Camalia, R, 2016, **CFD simulation of turbulent flows in proto X-3 bioenergy micro gas turbine combustor using std $k-\epsilon$ and rng $k-\epsilon$ model for green building application.** *International Journal of Technology*, 7(2), 204-211. doi: 10.14716/ijtech.v7i2.2978
 12. Fadillah, Hadid, 2012, **Analisis Reboiler Tipe Shell and Tube untuk Sistem Destilasi Bioetanol yang Terintegrasi dengan Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2.** (Thesis), Universitas Indonesia, Depok.
 13. Gun Gun Ramdhan, G., Siswantara, A. I., Budiarmo, Daryus, A., & Pujowidodo, H, 2016, **Turbulence model and validation of air flow in wind tunnel.** *International Journal of Technology*, 7(8), 1362-1371. doi: 10.14716/ijtech.v7i8.6891
 14. Huicochea, Armando, Rivera, Wilfrido, Gutierrez-Urueta, Geydy, & Bruno, Joan Carles, 2011, **Thermodynamics analysis of a trigeneration system consisting of a micro gas turbine and a double effect absorption chiller,** *Journal of Applied Thermal Engineering* 31, 3347-3353.
 15. Mare, F di, Jones, W P, & Menzies, K R, 2004, **Large Eddy Simulation of a Model Gas Turbine Combustor.** *Journal of Combustion and Flame*, 137, 278-294.
 16. Marhendra, Djuang, 2013, **Analisis Unjuk Kerja Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2 dengan Bahan Bakar Solar.** Universitas Indonesia, Depok.
 17. Paepe, Ward De, Contino, Francesco, Delattin, Frank, & Bram, Svend, 2014, **Optimal Waste Heat Recovery in Micro Gas Turbine Cycles Through Liquid Water Injection.** *Journal of Applied Thermal Engineering*, 70, 846-856.
 18. Paepe, Ward De, Delattin, Frank, Bram, Svend, & Ruyck, Jacques De, 2013, **Water Injection in a Micro Gas Turbine - Assessment of the Performance Using a Black Box Method.** *Journal of Applied Energy*, 112, 1291-1302.
 19. Pathan, Firoj H, Patel, Nikul K, & Tadv, Mihir V, 2012, **Numerical Investigation of the Combustion of Methane Air Mixture in Gas Turbine Can-Type Combustion Chamber.** *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 3(10), 1-7.
 20. Pourmohaved, Ahmad, Opperman, Terance, & Lemke, Brenda, 2011, **Performance and Efficiency of a Biogas CHP System Utilizing a Stirling Engine.** Paper presented at the International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREQP'11), Las Palmas de Gran Canaria (Spain).
 21. Prasetya, Eka, 2013, **Analisis Unjuk Kerja Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2 dengan Bahan Bakar Solar-Minyak Jarak.** (Thesis), Universitas Indonesia, Depok.
 22. Renzi, M, Caresana, F, Pelagalli, I, & Comodi, G, 2014, **Enhancing Micro Gas Turbine Performance Through Fogging Technique: Experimental Analysis.** *Journal of Applied Energy*, 135 165-173.

23. Siswantara, Ahmad Indra, 2012, ***Evaluasi dan Analisis Unjuk Kerja Turbin Gas Mikro Proto X-1***, Laporan Hasil Riset Awal Penelitian Perguruan Tinggi Tahun 2012. Depok: Universitas Indonesia.
24. Siswantara, Ahmad Indra, Darmawan, Steven, & Budiarmo, 2012, ***Komparasi Karakteristik Model Turbulen pada Aliran Blower pada Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2***. Paper presented at the Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin XI (SNTTM XI) dan Thermofluid IV, Yogyakarta.
25. Siswantara, Ahmad Indra, Darmawan, Steven, & Purba, Okwaldu, 2013, June 25-28, ***Combustion Analysis of Proto X-2 Bioenergy Micro Gas Turbine with Diesel - Bioethanol Blends***. Paper presented at the Proceeding of 13th International Conference on QIR (Quality on Research), Yogyakarta, Indonesia.
26. Siswantara, Ahmad Indra, Darmawan, Steven, & Widyawati, Candra Damis, 2012, ***Analisis Korosi Pendidihan Pada Alat Penukar Kalor Tipe Shell & Tube dengan Metode CFD***. Paper presented at the Temu Ilmiah Nasional Dosen Teknik X - TINDT X, Jakarta.
27. Tomczak, H J, Benelli, G, Carrai, L, & Cecchini, D, 2002, ***Investigation of a Gas Turbine Combustion System Fired With Mixtures of Natural Gas and Hydrogen***. IFRF Combustion Journal(Dec. 2002).
28. Versteeg, H, & Malalasekara, W, 2007, ***An Introduction to Computational Fluid Dynamics, the Finite Volume Method, 2 ed.*** Essex: Pearson Educational Ltd.
29. Widyawati, Candra Damis, 2012, ***Analisis Desain dan Redesain Alat Penukar Kalor Tipe Shell and Tube dengan CFD***. (Thesis), Universitas Indonesia, Depok.